

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ РАЗЛИЧНЫХ СХЕМНЫХ РЕШЕНИЙ ПРИ РЕКУПЕРАТИВНОЙ ОСУШКЕ ВОЗДУХА

В последнее время в качестве концевых охладителей систем подготовки сжатого воздуха начинают широко применяться трубчатые охладители типа ОСВ, в которых охлаждающей средой является окружающий воздух. Охладитель сжатого воздуха производства «ЭРСИТ» представляет собой вентиляторный агрегат с многорядным по ходу движения наружного воздуха трубчатым теплообменником, теплообменные элементы которого выполнены по типу «труба в трубе». Принципиальная конструктивная схема такого аппарата представлена на рис. 1.

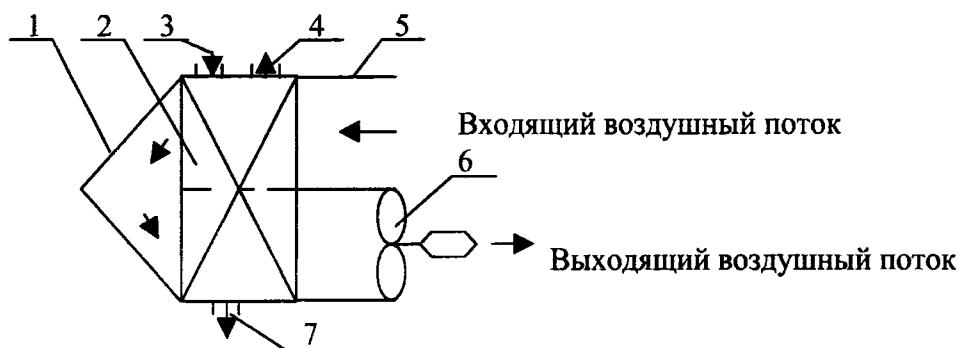


Рисунок 1 – Принципиальная схема охладителя типа ОСВ-15

1 – дефлектор; 2 – гладкотрубный теплообменник; 3 – вход сжатого воздуха; 4 – выход охлажденного сжатого воздуха; 5 – кожух; 6 – осевой вентилятор; 7 – слив конденсата

Как установлено [1], одним из достоинств рассматриваемых аппаратов является то, что сжатый воздух после теплообменника имеет относительную влажность $\varphi < 100\%$, а перегрев воздуха над точкой росы достигает величин порядка 6-8 °С.

Существующие конструкции концевых охладителей типа ОСВ характеризуются коэффициентами эффективности осушки сжатого воздуха в номинальном режиме, близкими к величинам 0,8-0,83 (здесь под коэффициентом осушки понимается отношение

$$E_d = \frac{d_{\text{вн}} - d_{\text{вк}}}{d_{\text{вн}} - d(t_{\text{вн}})}, \quad (1)$$

где $d_{\text{вн}}$, $d_{\text{вк}}$ – соответственно абсолютные влагосодержания сжатого воздуха на входе в осушитель и на выходе из кольцевого канала; $d(t_{\text{вн}})$ – абсолютное влагосодержание сжатого воздуха при начальной температуре наружного воздуха).

Предельным значением, к которому следует стремиться, обеспечивая рост тепловой эффективности осушителя, является величина E_d^* , которая подсчитывается по формуле:

$$E_d^* = \frac{d_{\text{вн}} - d(t_{\text{вн}}) - \Delta_0}{d_{\text{вн}} - d(t_{\text{вн}})} \tag{2}$$

Приведенное в числителе этого выражения значение Δ_0 представляет собой максимальное нормативное отклонение величины абсолютной влажности сжатого воздуха на выходе из аппарата от предельного значения $d(t_{\text{вк}})$, равное 0,5-0,8 г/кг.

Рассмотрим некоторые из факторов интенсификации тепловой эффективности трубчатых концевых охладителей, которые могут быть использованы без существенно-го изменения технологии изготовления рассматриваемых аппаратов, на примере охладителя ОСВ-15 с шестью рядами вертикально расположенных теплообменных элементов, выполненных по двухходовой схеме по охлаждающему воздуху. К числу этих факторов относятся схемы взаимного движения охлаждающего и охлаждаемого потоков воздуха, увеличение величин наружных теплопередающих поверхностей и расходов охлаждающего воздуха, уменьшение эквивалентного диаметра кольцевого зазора, а также увеличение скорости движения охлаждаемого сжатого воздуха в каналах тепло-передающего элемента.

Для анализа влияния указанных факторов рассмотрим шесть конструктивных вариантов схем этого аппарата. Первые четыре из указанных схем представлены на рис.2.

Схемы А и Б имеют по одному ходу по сжатому воздуху и горизонтальную раз-делительную перегородку по охлаждающему потоку и отличаются тем, что в первой из них реализуется перекрёстно-прямоточная схема движения взаимодействующих сред, а во второй – перекрёстно-противоточная схема. Схемы В и Г – имеют два хода по сжа-тому воздуху с перебросными трубами по первичному и вторичному потокам воздуха и отличаются тем, что в первой из этих схем разделительная воздушная перегородка вертикальная, а во второй – горизонтальная.

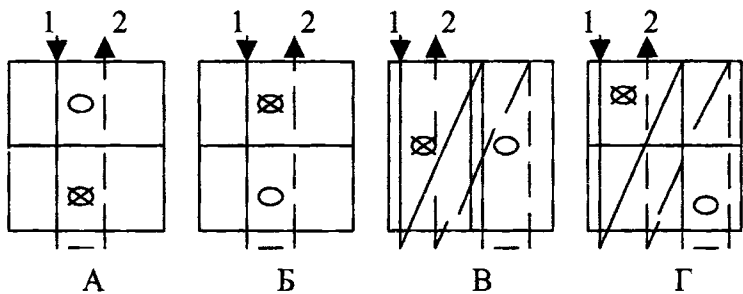


Рисунок 2 – Конструктивные схемы охладителя ОСВ-15

- 1 – первичный поток сжатого воздуха; 2 – вторичный порток сжатого воздуха;
- – направление движения охлаждающего потока воздуха на читателя;
- ⊗ – направление движения охлаждающего потока воздуха от читателя

Рассмотрим более подробно схему движения сжатого воздуха в теплообменнике, выполненном по схеме В. Как видно из рис. 2 в этом случае теплообменник-охладитель состоит как бы из двух отдельных теплообменников, связанных по сжатому воздуху перебросными трубами. Вначале горячий сжатый воздух поступает в камеру первично-

го воздуха первого (левого теплообменника) и, перемещаясь по кольцевым зазорам, охлаждаясь и осушаясь, он попадает в нижнюю камеру первичного воздуха, откуда с помощью перебросной трубы он поступает в камеру первичного воздуха второго теплообменника. Перемещаясь вниз вдоль кольцевого зазора теплообменных элементов второго теплообменника сжатый воздух попадает в нижнюю камеру вторичного воздуха второго теплообменника, движется по внутренним трубкам и поступает в верхнюю камеру вторичного потока этого теплообменника. Из этой камеры он по перебросной трубе подаётся в нижнюю камеру вторичного воздуха первого теплообменника и затем в верхнюю камеру, из которой обработанный воздух поступает в распределительную сеть.

Пятая конструктивная схема Д также имеет два хода по сжатому воздуху, горизонтальную разделительную воздушную перегородку, но в отличие от схем В и Г она не имеет перебросных труб по первичному и вторичному потокам. Указанная схема имеет гидравлический тракт, представленный на рис. 3.

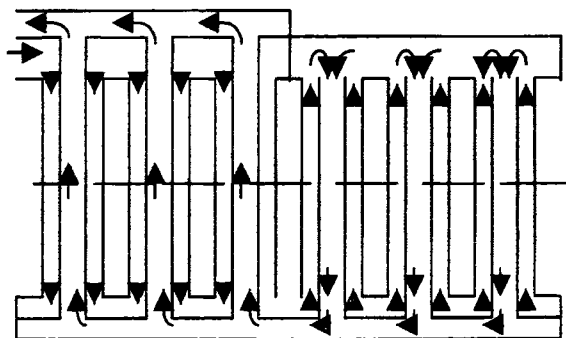


Рисунок 3 – Принципиальная конструктивная схема охладителя сжатого воздуха с двумя ходами по сжатому воздуху, выполненного по пятой схеме

Шестая конструктивная схема характеризуется тем, что двухходовость по сжатому воздуху, в отличие от схемы 5, осуществляется с помощью разделительной перегородки, которая находится во входном коллекторе, деля его на две равные части и плоскость расположения которой перпендикулярна направлению движения охлаждающего потока.

Определение теплотехнических характеристик и коэффициентов осушающей способности рассматриваемых схем аппаратов было проведено с использованием численного решения уравнений математической модели, описывающей обменные процессы в трёхпоточных теплообменниках с перекрестной и противоточной схемами взаимного движения взаимодействующих сред, приведенного в [2, 3].

Расчёты проводились при следующих исходных данных общих для всех расчётных вариантов: расход сжатого воздуха – $10 \text{ м}^3/\text{мин}$; рабочее давление – $0,8 \text{ МПа}$; температура сжатого воздуха на входе в охладитель 70°C ; абсолютное влагосодержание сжатого воздуха на входе в охладитель 15 г/кг ; начальная температура охлаждающего воздуха 20°C .

В первой серии расчётов были определены теплотехнические характеристики охладителей, выполненных по схемам А и Б. Оказалось, что переход с перекрестно-прямоточной схемы А к схеме Б – перекрестно-противоточной – не дает практических

преимуществ при одноходовой схеме движения сжатого воздуха. Как показали расчеты, различие в коэффициентах эффективности не превышало при этом 2 % во всем исследованном диапазоне радиальных зазоров от 0,00205 м до 0,00355 м. Такое же влияние имеет место и при изменении коэффициента оребрения от $\varphi_1=1$ до $\varphi_2=2$ и варьировании расходов охлаждающего воздуха от 1000 до 1500 м³/ч.

Поэтому, при отмеченных обстоятельствах, выбор схемы установки вентиляторов, их количества и целесообразность применения двухходовых схем по охлаждающему потоку должны проводиться, в основном, с учётом дополнительных конструктивных соображений.

На рис. 4 представлены зависимости величин коэффициента E_d , температуры сжатого воздуха в конце кольцевого зазора T_1 и температуры сжатого воздуха на выходе из осушителя T_2 в зависимости от величины кольцевого зазора δ .

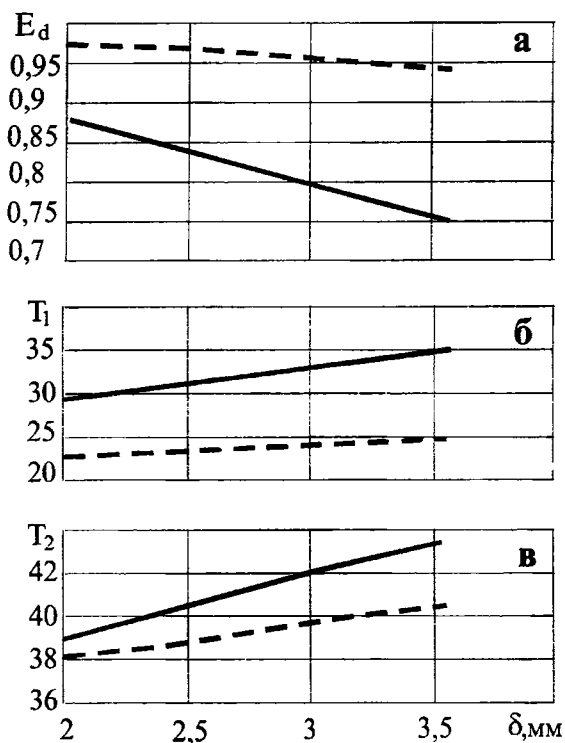


Рисунок 4 – Зависимости $E_d(\delta)$, $T_1(\delta)$, $T_2(\delta)$

— Схема Б; --- Схема В

Как видно из рис. 3а, величины коэффициентов E_d в двухходовых теплообменниках (схема В) существенно превышают соответствующие значения E_d в одноходовых теплообменниках (схема Б). Требуемые значения $E_d = 0,959$ в двухходовых конструкциях могут быть достигнуты уже при величине зазора, близкого к 3,0 мм. В действительности же величина зазора может остаться и на прежнем уровне 3,55 мм. Это связано с тем, что величины верхнего предельного значения $\Delta_0 = 0,8$ г/кг была определена с учётом значений перегрева сжатого воздуха $T_2 - T_1 = 7-8$ °C. В действительности же, как видно из рис. 3б и рис. 3в в двухходовых теплообменниках эта разность существенно возрастает и составляет примерно 15 – 16 °C, что позволяет конструировать теплообменники с $E_d = 0,939$.

В итоге исследования можно сделать следующие выводы.

1. По достижимому уровню эффективности перекрестно-прямоточную и перекрестно-противоточную схему можно считать практически равноценными.
2. Наиболее ощутимое преимущество имеет двухходовая (по сжатому воздуху) схема сравнительно с одноходовой.
3. Коэффициенты эффективности всех остальных схем двухходовых теплообменников по сжатому воздуху практически идентичны тем, которые приведены на рис. 3.
4. При выборе окончательной конструкции теплообменника следует руководствоваться дополнительными соображениями, которые обусловлены надёжностью осушителей в эксплуатационных условиях. В частности, в схемах Д и Г в правых половинах теплообменника имеет место противоточная схема движения сжатого воздуха и стекающего конденсата, что может привести к появлению режимов захлёбывания, особенно в конструкциях с горизонтальными трубками.

Литература

1. Змиевской Г.А. Результаты промышленных испытаний трубчатого охладителя для сжатого воздуха ОСВ–125/8 // Вестник НТУ «ХПИ». – 2001. – №7. – С.98–101.
2. Змиевской Г.А. Математическое моделирование процессов кондиционирования воздуха в концевых трубчатых осушителях // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2001. – №1. – С.61–66.
3. Змиевской Г.А. Численное моделирование тепломассопереноса в концевом трубчатом охладителе сжатого воздуха // Збірник наукових праць “Системи обробки інформації”. – 2001. – Вип. 2(12). – С.37–42.

УДК 621.565

Братута Е.Г., Змієвський Г.О.

РОЗРАХУНКОВА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ РІЗНИХ СХЕМНИХ РІШЕНЬ ПРИ РЕКУПЕРАТИВНІЙ СУШЦІ ПОВІТРЯ

На підставі чисельної реалізації математичної моделі процесу тепло- і масообміну у трубчастому теплообміннику проаналізована ефективність різних схемних рішень взаємного руху теплоносіїв при рекуперативній сушці стислого повітря.